

①4

HEAT TRANSFER TUBE FOR HEAT EXCHANGER, ITS MANUFACTURING METHOD, HEAT EXCHANGER AND REFRIGERATION AIR CONDITIONING DEVICE USING IT

Publication number: JP2002235994 (A)

Publication date: 2002-08-23

Inventor(s): ISHIBASHI AKIRA; NAKAYAMA MASAHIRO; SUMIDA YOSHIHIRO +

Applicant(s): MITSUBISHI ELECTRIC CORP +

Classification:

- **international:** B21D53/08; F24F1/00; F28D1/047; F28F1/02; F28F1/40; F28F13/04; F28F13/18; B21D53/02; F24F1/00; F28D1/04; F28F1/02; F28F1/10; F28F13/00; (IPC1-7): B21D53/08; F24F1/00; F28D1/047; F28F1/02; F28F1/40

- **European:** F28F1/02; F28F1/40; F28F13/04; F28F13/18C2

Application number: JP20010034174 20010209

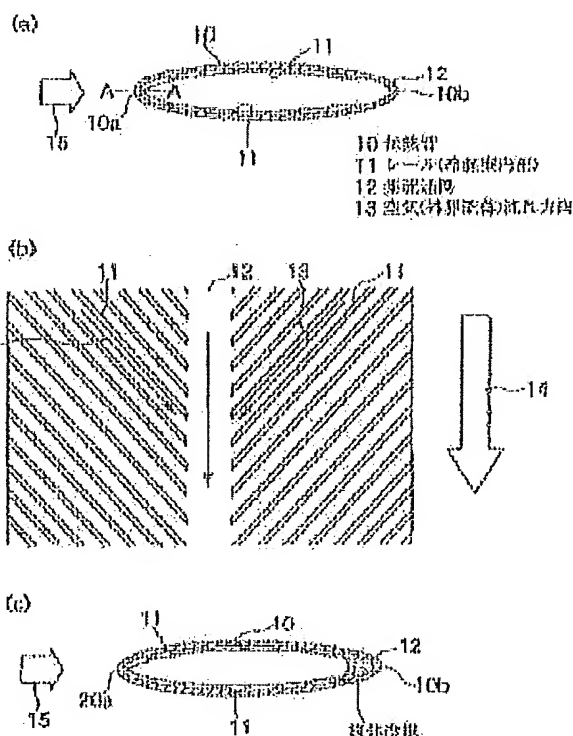
Priority number(s): JP20010034174 20010209

Also published as:

JP4212780 (B2)

Abstract of JP 2002235994 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a heat transfer tube with high heat transfer performance by reducing the liquid film thickness of liquid refrigerant flowing inside the heat transfer tube. **SOLUTION:** The cross-sectional outline of a heat transfer tube 10 is formed into an elliptic shape, and it is provided with a rail 11 guiding refrigerant to the inner surface, and a flow-collecting passage 12 not provided with this rail 11. The rail 11 is inclined to allow the refrigerant to flow into the flow-collecting passage 12, and the flow-collecting passage 12 is provided at the side 10b in the downstream side in an air flow direction (the direction of an arrow 15).; Consequently, the thickness of a refrigerant liquid film of the side 10a in the upstream side of the air flow direction (the direction of the arrow 15) is reduced so as to improve the heat transfer coefficient of the air and refrigerant, when the liquid refrigerant flows in the tube.



Data supplied from the *espacenet* database — Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2002-235994
(P2002-235994A)

(43) 公開日 平成14年8月23日 (2002.8.23)

(51) Int.Cl.⁷
F 2 8 F 1/40

識別記号

F I
F 2 8 F 1/40

データベース* (参考)

B 3 L 0 5 1

A 3 L 1 0 3

D

E

Z

B 2 1 D 53/08

B 2 1 D 53/08

審査請求 未請求 請求項の数17 O L (全 14 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-34174(P2001-34174)

(22) 出願日 平成13年2月9日 (2001.2.9)

(71) 出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72) 発明者 石橋 晃

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72) 発明者 中山 雅弘

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(74) 代理人 100057874

弁理士 曾我 道照 (外4名)

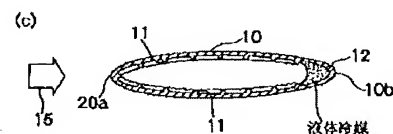
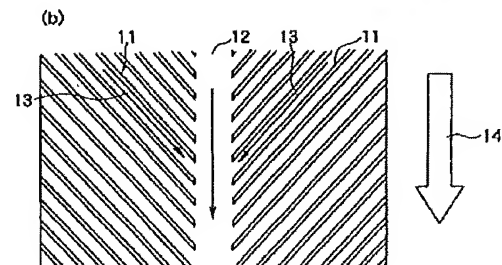
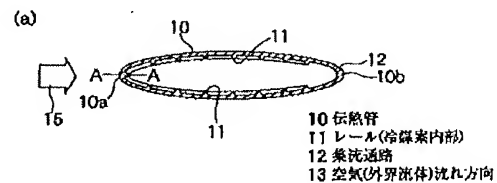
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器用伝熱管、その作製方法、熱交換器及びそれを用いた冷凍空調装置

(57) 【要約】

【課題】 伝熱管内部を流れる液体冷媒の液膜厚さを小さくして伝熱性能の高い伝熱管を得る。

【解決手段】 伝熱管10の断面外形を楕円形状にし、内面に冷媒を案内するレール11とこのレール11が設けられていない通路である集流通路12とを設け、レール11は冷媒を集流通路12に流れ込ませるように傾斜し、集流通路12は空気流れ方向(矢印15方向)下流側のサイド10bに設けられることにより、液体冷媒が管内を流れたときに、空気流れ方向(矢印15方向)上流側のサイド10aの冷媒液膜の厚さが小さくなり、空気と冷媒との熱伝達率が向上する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外界流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の流圧抵抗を低減するために断面形状が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記管内面に少なくとも1本前記冷媒の流れ方向に前記冷媒の集流通路を有し、前記複数の冷媒案内部は前記集流通路に前記冷媒が流れ込むように設けられていることを特徴とする熱交換器用伝熱管。

【請求項2】 前記集流通路は、前記外界流体の流れ方向での下流側における前記楕円形断面の屈曲率が大きい後縁部に設けられたことを特徴とする請求項1に記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項3】 前記集流通路は、重力の影響で前記冷媒が集中する部分に設けられたことを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項4】 前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して傾斜していることを特徴とする請求項1乃至請求項3の何れかに記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項5】 前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して螺旋状となっている請求項1乃至請求項3の何れかに記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項6】 前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒が分流するように傾斜している請求項1乃至請求項3の何れかに記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項7】 前記複数の冷媒案内部は、複数の突起であることを特徴とする請求項1乃至請求項3の何れかに記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項8】 外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外部流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の抵抗を低減するように断面の外形が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記外形の屈曲率が大きい部分の内面は平坦となっていることを特徴とする熱交換器用伝熱管。

【請求項9】 前記断面の内面形状は、長方形であることを特徴とする請求項8に記載の熱交換器用伝熱管。

【請求項10】 前記熱交換器用伝熱管の表面にフィンが設けられていることを特徴とする請求項1乃至請求項9の何れかに記載の熱交換器用伝熱管を用いた熱交換器。

【請求項11】 前記フィンは、前記熱交換器用伝熱管と同じ材質であることを特徴とする請求項10に記載の熱交換器。

【請求項12】 前記フィンにスリットが設けられたことを特徴とする請求項10又は請求項11に記載の熱交換器。

【請求項13】 前記伝熱管が複数列整列され、前記整列された方向に沿って見たときに前記伝熱管の縁部が重なっている熱交換器において、熱交換器端面において前記整列された方向に隣接した前記伝熱管同士を直列になぎ合わせる接続管が中間部で前記伝熱管断面の長径より小さな直径の円形断面を有していることを特徴とする請求項10乃至請求項12の何れかに記載の熱交換器。

【請求項14】 前記冷媒を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された冷媒が前記外界流体に熱を与えて凝縮する凝縮器と、前記凝縮した冷媒が断熱膨張する絞り機と、前記断熱膨張した冷媒が前記外界流体の熱を奪って蒸発する蒸発器と、前記外界流体を前記凝縮器及び前記蒸発器に送り込む送流機とを備えた冷凍空調装置において、前記凝縮器及び前記蒸発器は少なくとも一方が請求項10乃至請求項13の何れかに記載の熱交換器であることを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項15】 前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方が前記送流機の周りに配置され、前記送流機が周囲の前記外界流体を吸い込むことにより前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方に前記外界流体を送り込むことを特徴とする請求項14に記載の冷凍空調装置。

【請求項16】 前記外界流体の流れ方向に対して上流側に蒸発器を配置し、下流側に凝縮器を配置したことを特徴とする請求項14又は請求項15に記載の冷凍空調装置。

【請求項17】 請求項1乃至請求項9の何れかに記載の熱交換器用伝熱管の作製方法であって、表面に凹凸を有したロールを用いて平板を圧延する工程と、前記ロールにより圧延され凹凸面が形成された平板の凹凸面を内側にして前記圧延された平板の両側を合わせて断面楕円の管状に形成する工程と、前記平板の合わせ部分を接合して断面楕円形状の伝熱管を形成する工程とを備えたことを特徴とする熱交換器用伝熱管の作製方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、冷凍空調装置等に用いられる熱交換器及びその熱交換器用伝熱管ならびにその作製方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】一般に、冷凍空調装置等に用いられる熱交換器は内部に冷媒が流れる熱交換器用伝熱管（以下、伝熱管という）に空気等の外界流体が接触することにより、冷媒と外界流体である空気との熱交換を行っている。すなわち、空気が伝熱管表面に接触すると、その伝熱管の内部を流れる冷媒は空気から熱を蒸発熱として受け取り蒸発し、あるいは空気に凝縮熱として熱を与えて凝縮をして、空気と冷媒との間で熱のやり取りをする。従って、冷媒の相変化が行われている部分では液体及び気体の冷媒が混在し、液体及び気体の二相状態となって

いる。このような熱交換部分では表面に複数のフィンが設けられた構成となっており、このフィンで伝熱管の表面積を大きくすることにより伝熱管内部を流れる冷媒と空気等の外界流体との熱交換量を増加させている。また、伝熱管表面に接触する空気の量をできるだけ多くするために、熱交換器は空気の流れの妨げとならないような構成となっている。

【0003】空気の流れの中に物体を挿入すると、この物体により空気の乱れが生じ、空気流れ方向の下流側に圧力の低下による空気の渦が発生する。この渦発生領域（死水域）では空気が滞留するため、死水域に面している物体表面の熱伝達率は物体のそれ以外の表面の熱伝達率より極端に小さくなっている。従って、死水域をできるだけ小さくするように伝熱管が構成されるべきである。

【0004】このように空気と伝熱管内を流れる冷媒との熱交換量を増加させるために、例えば、特開平11-94481号公報のような熱交換器用伝熱管が開示されている。図11はこの公報に開示された熱交換器用伝熱管と同様の構成である伝熱管断面図である。この伝熱管1は断面が楕円形状となっており、側面からの空気による流圧抵抗を低減して空気が伝熱管1の表面をスムーズに流れるように工夫されている。また、この伝熱管1の内面には冷媒が流れる方向に複数の冷媒案内部であるレール2が平行に設けられており、このレール2は冷媒が伝熱管1の内面に接触する面積を増加させるとともに冷凍サイクル内のオイルや液体状態の冷媒等を伝熱管内に滞留させることなく、冷媒の圧力損失を低く抑えるような働きをしている。さらに、この伝熱管1は図11に示した断面で押し出し成形することにより作製することが

【0005】図12は伝熱管の空気流れ方向（矢印7方向）下流側に発生する死水域を示す図で、図12（a）は断面が楕円形である伝熱管の死水域を示す図、図12（b）は断面が円形である伝熱管の死水域を示す図である。図12（a）及び図12（b）から分かるように伝熱管の断面を楕円形として空気の流れをできるだけ妨げないようにすることにより、断面が円形である伝熱管の空気流れ下流側に発生する死水域3bに比べて断面楕円の伝熱管の空気流れ下流側に発生する死水域3aの発生領域を著しく小さくすることができ、これに伴って死水域3aに面している伝熱管表面4を死水域3bに面している伝熱管表面5に比べて小さくすることができる。従って、伝熱管の断面を楕円形にすることは、空気を楕円の長径方向に流すことにより、発生する死水域を円形断面伝熱管に発生する死水域より小さく抑え、死水域に面する伝熱管表面の面積も小さくするので、この死水域の縮小による伝熱管全体としての熱伝達率向上の効果もある。

【0006】

10

20

30

40

50

【発明が解決しようとする課題】このような従来の熱交換器用伝熱管では、断面形状が楕円である伝熱管1に上述のように液体及び気体が混在した二相状態の冷媒が流れているので、液体の冷媒は表面張力の影響で屈曲率の大きい部分に集中して流れる。即ち、図13に示すように、伝熱管1内の両サイド1a、1bを集中して液体冷媒が流れる。従って、冷媒の伝熱管1の内面からの厚みは楕円断面の両サイド1a、1bの部分で極端に大きくなる。通常、伝熱管1は空気の流れを妨げないように長径をその流れ方向（矢印7方向）に沿って配置され、空気は伝熱管1の屈曲率が大きな部分であるサイド1a（前縁部）に当たり、伝熱管1の表面に沿って流れて下流側に流れていく。このとき、伝熱管1の空気の流れ方向（矢印7方向）に対して下流側には伝熱管1の存在によって死水域3aが図12（a）に示すように発生し、この死水域3aに面している伝熱管1の表面は液体冷媒が集中して流れる片方のサイド1b（後縁部）にほぼ一致している。

【0007】ここで、図14は液体冷媒の伝熱管内面からの厚さ（液膜厚さ）と空気及び冷媒間の熱伝達率の関係を示すグラフである。図14からも分かるように、液膜厚さが小さいほど冷媒と空気との間の熱伝達率は大きくなる。従って、流れる空気が当たって空気の送り込みが常に行われているサイド1a及び空気が滞留する死水域に面しているサイド1bに液体冷媒が集中して流れるので、この両サイド1a、1bでの空気及び冷媒間の熱伝達率は極端に小さくなる。特に、サイド1a（前縁部）においては熱交換可能な空気が常に送り込まれているので、熱伝達率が大きければ冷媒との間で交換することができたとする熱を冷媒液膜厚さが大きいために交換できないという問題点があった。

【0008】また、通常、楕円断面の伝熱管1はスペースを有効利用し空気の流れ抵抗を小さくするために長径が水平になるように設けられるので、鉛直下向きに常に重力がかかっており、この重力の影響により液体冷媒は伝熱管内面で鉛直下方向（底面）に集中する。従って、実際に伝熱管1が熱交換器に取り付けられて使用されている状態では、図15に示すように、矢印6方向に重力がかかっている状態で、表面張力と重力との影響により楕円断面内の両サイド1a、1b及び底面に液体冷媒が集中する。このように液体冷媒が両サイド1a、1b及び底面に集中すると伝熱管内面で鉛直上方向（上面）に液体冷媒の液膜ができなくなる。冷媒が凝縮することにより冷媒から空気に熱を与える状態、即ち、凝縮器として使用されているときは伝熱管内の上面が乾いているので、この部分で気体（蒸気）冷媒が凝縮され盛んに相変化が起こることにより熱伝達率は向上する。しかしながら、冷媒が蒸発することにより冷媒が空気から熱を取り入れる状態、即ち、蒸発器として使用されているときは伝熱管内の上面が乾いているので、この部分では蒸発す

べき液体冷媒が存在しないため全く蒸発による熱交換が行われず、熱交換に寄与しないという問題点もあった。

【0009】さらに、内面にレール2を有し断面が楕円形状である伝熱管1は引き抜き加工で作製されるので、レール2は冷媒の流れ方向にしか形成することができず、レール2によって冷媒を案内する方向が制限され、例えば、レール2によって伝熱管の熱伝達率を向上させるための自由な設計ができなくなる等の制約を受けるという問題点もあった。

【0010】そこでこの発明は、上記のような問題点を解決することを課題とするもので、熱交換可能な空気が常に送り込まれている伝熱管の内面での冷媒液膜厚さを小さくし、また重力の影響では液体冷媒が底面に溜まらないようにして熱伝達率の大きい伝熱管及びこのような伝熱管を作製する方法、さらにこのような伝熱管を用いた熱交換器を得ることを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】この発明に係る熱交換器用伝熱管は、外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外界流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の流圧抵抗を低減するために断面形状が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記管内面に少なくとも1本前記冷媒の流れ方向に前記冷媒の集流通路を有し、前記複数の冷媒案内部は前記集流通路に前記冷媒が流れ込むように設けられているものである。

【0012】また、前記集流通路は、前記外界流体の流れ方向での下流側における前記楕円形断面の屈曲率が大きい後縁部に設けられたものである。

【0013】また、前記集流通路は、重力の影響で前記冷媒が集中する部分に設けられたものである。

【0014】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して傾斜しているものである。

【0015】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して螺旋状となっているものである。

【0016】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒が分流するように傾斜しているものである。

【0017】また、前記複数の冷媒案内部は、複数の突起である。

【0018】また、外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外部流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の抵抗を低減するように断面の外形が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記外形の屈曲率が大きい部分の内面は平坦となっているものである。

【0019】また、前記断面の内面形状は、長方形である。

10

20

30

40

50

【0020】この発明に係る熱交換器用伝熱管を用いた熱交換器は、前記熱交換器用伝熱管の表面にフィンが設けられているものである。

【0021】また、前記フィンは、前記熱交換器用伝熱管と同じ材質であるものである。

【0022】また、前記フィンにスリットが設けられたものである。

【0023】また、前記伝熱管が複数列整列され、前記整列された方向に沿って見たときに前記伝熱管の縁部が重なっている熱交換器において、熱交換器側面において前記整列された方向に隣接した前記伝熱管同士を直列に繋ぎ合わせる接続管が中間部で前記伝熱管断面の長径より小さな直径の円形断面を有しているものである。

【0024】また、この発明に係る冷凍空調装置は、前記冷媒を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された冷媒が前記外界流体に熱を与えて凝縮する凝縮器と、前記凝縮した冷媒が断熱膨張する絞りと、前記断熱膨張した冷媒が前記外界流体の熱を奪って蒸発する蒸発器と、前記外界流体を前記凝縮器及び前記蒸発器に送り込む送流機とを備えた冷凍空調装置において、前記凝縮器及び前記蒸発器は少なくとも一方がこの発明に係る熱交換器である。

【0025】また、前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方が前記送流機の周りに配置され、前記送流機が周囲の前記外界流体を吸い込むことにより前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方に前記外界流体を送り込むものである。

【0026】また、前記外界流体の流れ方向に対して上流側に蒸発器を配置し、下流側に凝縮器を配置したものである。

【0027】この発明に係る熱交換器用伝熱管の作製方法は、表面に凹凸を有したロールを用いて平板を圧延する工程と、前記ロールにより圧延され凹凸面が形成された平板の凹凸面を内側にして前記圧延された平板の両側を合わせて断面楕円の管状に形成する工程と、前記平板の合わせ部分を接合して断面楕円形状の伝熱管を形成する工程とを備えたものである。

【0028】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 図1はこの発明の実施の形態1に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図1(a)はこの伝熱管の断面図、図1(b)は図1(a)のA-A線からの展開図、図1(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図1(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等の流圧抵抗を低減するために断面形状が楕円形となっている伝熱管10であり、この伝熱管10は内面に冷媒を案内する複数の冷媒案内部であるレール11を有している。このレール11は図1(b)に示すように、冷媒が流れる方向14に対して一定の方向に傾斜している。また、伝熱管10はレール11の傾斜により案内さ

れる冷媒が流れ込むように設けられた集流通路12を有している。この集流通路12はレール11が設けられていない部分であり、冷媒の流れ方向14に通路状となって構成されている。集流通路12は楕円断面の両サイドの屈曲率が大きなサイド10a及び10bのうちサイド10bにのみ設けられている。

【0029】このような熱交換器用伝熱管は、図1

(a)に示すように、矢印15の方向に流れる空気中に楕円断面の長径が空気流れ方向となるように配置され、しかも集流通路12を設けたサイド10bが空気の流れの下流側となるように配置される。

【0030】このように構成された熱交換器用伝熱管は、レール11が楕円断面の空気流れの下流側、即ちサイド10bに設けられた集流通路12に液体冷媒を案内するように冷媒の流れ方向14に対して傾斜をなしている。液体冷媒は矢印13の方向に流れて集流通路12に流れ込み、図1(c)に示すように集流通路12における冷媒液膜厚さが極端に大きくなると同時に伝熱管10に流れる空気が直接当たる部分の内面であるサイド10a(前縁部)の冷媒液膜厚さが小さくなる。従って、熱交換可能な空気が常に送り込まれているサイド10aでの空気と冷媒間の熱伝達率が向上し、熱交換量を増加することができる。一方、集流通路12が設けられたサイド10b側には空気が滞留する死水域が発生しているため熱伝達率は小さく、この部分での冷媒液膜厚さを小さくしたとしても大きな熱伝達率の向上は期待できない。よって、サイド10aでの空気-冷媒間の熱伝達率が直接伝熱管10全体の熱伝達率に影響し、伝熱管10全体の熱伝達率としては向上する。

【0031】また、サイド10bに集流通路12が設けられているので、図1(b)における矢印14方向(即ち、冷媒流れ方向)に液体冷媒は流れ、液体冷媒の滞留を回避することができ、この滞留により伝熱管10内の冷媒圧力損失が増加することを防止している。

【0032】実施の形態2。図2はこの発明の実施の形態2に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図2(a)はこの伝熱管の断面図、図2(b)は図2

(a)のB-B線からの展開図、図2(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図2

(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等の流圧抵抗を低減するために断面形状がサイド20a及び20b(屈曲率の大きな部分)を有する楕円形となっている伝熱管20であり、この伝熱管20は内面に冷媒を案内する複数の冷媒案内部であるレール21を有している。また、この伝熱管20は図2(b)に示すように、レール21に案内される冷媒が流れ込む集流通路22及び23を有し、後縁集流通路23は中間集流通路22より幅が広く、楕円断面のサイド20bに冷媒流れ方向(矢印14方向)に設けられている。中間集流通路22はサイド20a及びサイド20bの間の伝熱管20内

面に対面するように集流通路23と平行に2本設けられている。これら集流通路22、23はレール21が設けられていない部分が冷媒の流れ方向(矢印14方向)に連続して構成されたものである。レール21は中間集流通路22と後縁集流通路23との間で液体冷媒が分流するように傾斜しており、このレール21は中間集流通路22及び後縁集流通路23のそれぞれに流れても支障を来さないような液体冷媒量を供給するようになっている。

【0033】このように構成された伝熱管20は、図2(a)に示すように、空気が流れる方向(矢印15方向)に楕円断面の長径を沿わせるように空気中に配置され、後縁集流通路23が設けられているサイド20bが空気流れ方向の下流側となるように配置される。このような状態で冷媒を流すと、液体冷媒は図2(b)に示すように、レール21の傾斜に沿って矢印24方向に流れ、中間集流通路22及び後縁集流通路23に分流される。その結果、図2(c)に示すように、冷媒液膜厚さは楕円断面のサイド20bに設けられた後縁集流通路23及び互いに対面する中間集流通路22で大きくなり、その他の伝熱管20内面では薄い冷媒液膜が残る。従って、実施の形態1と同様な効果を奏し、熱交換可能な空気が常に送り込まれているサイド20a(前縁部)での空気と冷媒間の熱伝達率が向上し、熱交換量を増加することができる。

【0034】また、中間集流通路22は後縁集流通路23よりサイド20a(前縁部)に近い距離に設けられているので、サイド20aでの冷媒液膜厚さを効果的に小さくすることができる。

【0035】なお、中間集流通路22伝熱管20内面のサイド20aとサイド20bとの間であればサイド20aでの冷媒液膜厚さを小さくすることができるので、互いに対面する必要はない。

【0036】また、中間集流通路22は後縁集流通路23より幅を小さくする必要はないが、集流通路22が設けられている部分は集流通路23が設けられている部分より接触する空気の流れが速いので熱交換可能な空気の供給量が多く、この熱交換可能量が比較的多い部分で少しでも熱伝達率を向上させるために中間集流通路22の幅は後縁集流通路23の幅より小さくして、中間集流通路22の周りでも薄い冷媒液膜を形成する部分を広げたほうが望ましい。

【0037】また、集流通路22はサイド20a(前縁部)の冷媒液膜厚さをより効果的に小さくするためにサイド20aに近い部分に設けるほうが望ましい。

【0038】実施の形態3。図3はこの発明の実施の形態3に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図3(a)はこの伝熱管の断面図、図3(b)は図3(a)のC-C線からの展開図、図3(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図3

(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等の流圧抵抗を低減するために断面形状がサイド30a及び30b(屈曲率の大きな部分)を有する楕円形となっている伝熱管30であり、この伝熱管30は内面に冷媒を案内する複数の冷媒案内部であるレール31を有している。また、この伝熱管30は図3(b)に示すように、レール31に案内される冷媒が流れ込む中間集流通路32及び後縁集流通路33を有し、後縁集流通路33は中間集流通路32より幅が広く、楕円断面のサイド30bに冷媒流れ方向(矢印14方向)に設けられている。集流通路32はサイド30a及びサイド30bの間の伝熱管30内面に互いに対面するように集流通路33と平行に2本設けられている。これら集流通路32、33はレール31が設けられていない部分が冷媒の流れ方向(矢印14方向)に連続して構成され通路状となっている。レール31は冷媒流れ方向(矢印14方向)に対して螺旋状に傾斜させて伝熱管30内面に設けられており、液体冷媒を螺旋移動させながら冷媒流れ方向(矢印14方向)に導くようになっている。

【0039】このように構成された伝熱管30は、図3(a)に示すように、空気が流れる方向(矢印15方向)に楕円断面の長径を沿わせるように空気中に配置され、後縁集流通路33が設けられているサイド30bが空気流れ方向の下流側となるように配置される。このような状態で冷媒を流すと、液体冷媒は図3(b)に示すように、レール31の傾斜に沿って螺旋移動をしながら矢印14方向に流れ、途中で集流通路32及び33に流れ込む。その結果、図3(c)に示すように、冷媒液膜厚さは楕円断面のサイド30bに設けられた後縁集流通路33及び互いに対面する中間集流通路32で大きくなり、その他の伝熱管20内面では薄い冷媒液膜が残る。従って、実施の形態1と同様な効果を奏し、熱交換可能な空気が常に送り込まれているサイド30a(前縁部)での空気と冷媒間の熱伝達率が向上し、熱交換量を増加することができる。

【0040】また、液体冷媒が螺旋移動をしながら冷媒流れ方向(矢印14方向)に進行して液体冷媒の慣性力が伝熱管30内面に押し付ける方向にも働くため、重力の影響により液体冷媒が伝熱管30内面の底面に溜まることなく、伝熱管30内面全体に均一厚さの冷媒液膜を形成でき、しかも集流通路32及び33に多くの液体冷媒が流れ込んでいるので、これら集流通路32、33以外の伝熱管30内面における冷媒液膜厚さを小さくすることができ、空気-冷媒間の熱伝達率を向上させることができる。

【0041】なお、実施の形態2と同様に、中間集流通路32の位置、幅を変更してもよく、この変更によっても実施の形態2と同様の効果を奏する。

【0042】実施の形態4、図4はこの発明の実施の形態4に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図

4(a)はこの伝熱管の断面図、図4(b)は図4

(a)のD-D線からの展開図、図4(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図4

(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等の流圧抵抗を低減するために断面形状がサイド40a及び40b(屈曲率の大きな部分)を有する楕円形となっている伝熱管40であり、この伝熱管40は内面に複数のピン41(冷媒案内部である突起)を有している。また、この伝熱管40は図4(b)に示すように、ピン41が設けられていない集流通路42を有し、この集流通路42は楕円断面のサイド40bに冷媒流れ方向(矢印14方向)に設けられている。ピン41は冷媒流れ方向(矢印14方向)及び伝熱管40内面の楕円周方向に一定間隔で設けられ、このサイズに限定する必要はないが、例えばピン高さ0.1mm~0.3mm、冷媒流れ方向間隔0.4~1.5mm、楕円周方向間隔0.4~1.5mmとしたときに伝熱管40全体としての熱伝達率が良くなる。

【0043】このように構成された伝熱管40は、図4(a)に示すように、空気が流れる方向(矢印15方向)に楕円断面の長径を沿わせるように空気中に配置され、集流通路42が設けられているサイド40bが空気流れ方向の下流側となるように配置される。このような状態で冷媒を流すと、液体冷媒は図4(b)に示すように、ピン41が抵抗体となるのでこのピン41を避けて流れ、ピン41が設けられていない集流通路42に流れ込む。従って、実施の形態1と同様な効果を奏し、熱交換可能な空気が常に供給されているサイド40a側の冷媒液膜厚さが小さくなり(図4(c))、空気-冷媒間の熱伝達率が向上する。

【0044】また、伝熱管40を用いた熱交換器を蒸発器として使用したときに、冷媒液膜厚さが大きな部分が生じたとしても、ピン41が液体冷媒の沸騰を促進する核となるため、液体冷媒が蒸発し易くなり空気-冷媒間の熱伝達率が向上する。

【0045】実施の形態5、図5はこの発明の実施の形態5に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図5(a)はこの伝熱管の断面図、図5(b)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図5

(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等(外界流体)の流圧抵抗を低減するために断面形状がサイド50a及び50b(屈曲率の大きな部分)を有する楕円形となっている伝熱管50であり、この伝熱管50内面の断面は長方形である冷媒通路となっている。この長方形断面の側面51(平坦部)及び52(平坦部)はそれぞれサイド50a及び50b側にあり、楕円断面の長径とこの長方形断面の長軸が一致するように冷媒通路が設けられている。

【0046】このように構成された伝熱管50は、図5(a)に示すように、空気が流れる方向(矢印15方

向)に楕円断面の長径を沿わせるようにサイド50a(前縁部)を上流に向けて空気中に配置されて使用される。このような状態で冷媒を流すと、液体冷媒は図5(b)に示すように、屈曲率の大きい長方形断面の四隅に集中し、他の平面状の部分では冷媒液膜厚さが小さくなる。特に、サイド50a側には熱交換可能な空気が常に供給されており、しかもその内面に長方形断面の平面部分51(平坦部)が設けられて冷媒液膜厚さを小さくしているため、空気-冷媒間の熱伝達率は向上する。

【0047】なお、上記の例では伝熱管50の断面の内形を長方形としているが、サイド50a(前縁部)側に平面部分があり、その平面部分の冷媒液膜厚さが小さければ熱伝達率は向上するので、長方形に限定する必要はない。

【0048】実施の形態6、図6はこの発明の実施の形態2に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図6(a)はこの伝熱管の断面図、図6(b)は図6

(a)のF-F線からの展開図、図6(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。図6

(a)において、熱交換器用伝熱管は、側面からの空気等(外界流体)の流圧抵抗を低減するために断面形状がサイド60a及び60b(屈曲率の大きな部分)を有する楕円形となっている伝熱管60であり、この伝熱管60は内面に冷媒を案内する複数の冷媒案内部であるレール61を有している。また、この伝熱管60は図6

(b)に示すように、レール61に案内される冷媒が流れ込む集流通路62及び63を有し、後縁集流通路63は楕円断面のサイド60bに冷媒流れ方向(矢印14方向)に、底面集流通路62は液体冷媒が重力方向(矢印16方向)に重力を受けて伝熱管60内面に液体冷媒が集中する部分に集流通路63と平行に設けられている。これら集流通路62、63はレール61が設けられていない部分が冷媒の流れ方向(矢印14方向)に連続して構成され通路状となっている。また、レール61は底面集流通路62と後縁集流通路63との間で液体冷媒が分流するように傾斜している。

【0049】このように構成された伝熱管60は、図6(a)に示すように、空気が流れる方向(矢印15方向)に楕円断面の長径を沿わせるように空気中に配置され、集流通路23が設けられているサイド60bが空気流れ方向の下流側となるように配置される。また、このときの重力方向(鉛直方向)は矢印16の方向であり、重力方向(鉛直方向)は楕円断面の長径方向に垂直になっている。このような状態で冷媒を流すと、液体冷媒は図6(b)に示すように、レール61の傾斜に沿って矢印64方向に流れ、集流通路62及び63に流れ込む。その結果、図6(c)に示すように、冷媒液膜厚さは楕円断面のサイド60bに設けられた後縁集流通路63及び鉛直方向の底面に設けられた底面集流通路62で大きくなり、その他の伝熱管20内面では薄い冷媒液膜が残

る。従って、実施の形態1と同様な効果を奏し、熱交換可能な空気が常に送り込まれているサイド60a(前縁部)での空気と冷媒間の熱伝達率が向上し、熱交換量を増加することができる。

【0050】また、伝熱管60内面の鉛直方向底面に設けられた集流通路62によって、重力の影響により底面に集中した液体冷媒が滞留することなくスムーズに冷媒流れ方向(矢印14方向)に流れ、冷媒の圧力損失を低減することができる。

【0051】なお、上記各実施の形態に係る熱交換器用伝熱管は以下のようにして作製される。まず、銅あるいはアルミ等の熱伝導性の高い金属板を表面に凹凸を設けたロールで圧延する。この凹凸は上記各実施の形態における伝熱管を展開したときの冷媒案内部の模様となっており、この凹凸を設けたロールで圧延することにより、金属板の表面に上記各実施の形態における冷媒案内部の模様を形成することができる。次に、この圧延された金属板を冷媒案内部が形成された面を内側にするように曲げてこの金属板の両側を合わせ、断面が楕円形の管状に形成する。その後、この金属板の合わせ部分を電気溶接等によって接合して断面楕円形状の伝熱管を形成する。

【0052】実施の形態7、図7はこの発明の実施の形態7に係る熱交換器の構成を示す概略図であり、図7

(a)は伝熱管長方向(冷媒流れ方向)に沿って見た視図、図7(b)は図7(a)のG-G線に沿った断面図である。また、図8はこの実施の形態7に係る熱交換器の整列された伝熱管を直列に接続する接続管(U-bend)部分を示す側面図である。図7(a)及び図7

(b)において、実施の形態7に係る熱交換器は、実施の形態1に係る伝熱管10が複数のフィン70に垂直に貫装されて形成されている。この伝熱管10は楕円断面の長径が空気(外界流体)の流れ方向に沿うように配置されている。フィン70は空気流れ方向(矢印15方向)に対して垂直方向に延びたスリット71と、このスリット71の両端部にフィン70の表面に対して垂直に設けられた折り曲げ部72とを有している。また、この伝熱管10及びフィン70は同じ材料、例えば銅又はアルミ等で作製されたものである。

【0053】熱交換器両側面では図8に示すように伝熱管10同士がU-bend73で直列接続された状態になっている。U-bend73は断面が端部で伝熱管10と同様な楕円となっており、中央部に近づくに伴って円形となる接続管で、U字に曲げられた円管の両端部を少し潰して作製される。このU-bend73は整列方向に沿って見て互いに縁部が重なるように二列に整列した伝熱管10のうち整列方向に隣り合う伝熱管10をつなぎ合わせている。

【0054】このように構成された熱交換器は、フィン70がスリット71及び折り曲げ部72を有しているため、多くの縁部が形成され、平板の縁部の熱伝達率が最

も大きいという性質（前縁効果）から、フィン 70 による伝熱効果が増大する。しかも、実施の形態 1 における伝熱管 10 の熱伝達率向上の効果も加わるので、より大きな伝熱効果を得ることができる。

【0055】また、伝熱管 10 及びフィン 70 は同じ材料によって作製されているので、容易に伝熱管 10 とフィン 70 との口付けによる接合をすることができ、伝熱管 10 とフィン 70 との間の熱伝達率が飛躍的に向上し、この熱交換器全体の熱交換能力は大幅に向上する。しかも、同じ材料で作製されているので、再利用をする際に材料ごとに分別する手間がなくなり、リサイクル率の高い熱交換器を得ることができる。

【0056】また、U-bend 73 の中央部が断面円形となっていて直径が楕円断面の長径より小さくなっているため、整列方向に沿って見たときに二列に整列された伝熱管 10 の縁部の重なりを回避することができ、伝熱管 10 の列間距離が小さい状態でも隣り合う伝熱管 10 同士を整列方向につなぎ合わせることができる。

【0057】また、伝熱管 10 の断面を楕円としているので、空気の流れ方向が楕円断面の長径に沿っていてもある程度空気の流れ方向に傾きがあっても伝熱管 10 同士の間で整流される。さらに、楕円形状は外形で空気の流れ方向に対する配置方向を区別でき、この熱交換器を作製する際に前縁部のみを区別できれば伝熱管 10 の配置方向を誤る可能性がなくなる。

【0058】なお、この熱交換器の両側面では U-bend 73 を用いて伝熱管 10 同士を直列につなぎ合わせているが、図 9 に示すように平行に並んだ伝熱管 10 を側面で一括して一つの容器（ヘッダ 81）につなぎ込むことによって、並列に伝熱管 10 を接続しても構わない。

【0059】また、図 10 に示すように、ヘッダ内に仕切り 82 を設けて並列接続された数本の伝熱管 10 のブロック 83 として、このブロックを複数設けても構わない。

【0060】なお、上記実施の形態 7 は実施の形態 1 に係る熱交換器用伝熱管を用いているが、実施の形態 2 乃至実施の形態 6 の何れかの熱交換器用伝熱管を用いても同様な効果を奏することは言うまでもない。

【0061】実施の形態 8. 図 11 はこの発明の実施の形態 8 に係る冷凍空調装置が用いている冷凍サイクルを示す模式図である。図 11 において、この冷凍空調装置での冷凍サイクルは圧縮工程、凝縮工程、膨張工程、蒸発工程の 4 工程から成る通常の冷凍サイクルである。即ち、冷媒は圧縮機 91 で圧縮され高温高压状態となつて、凝縮器 92 に送られ送風機 95（送流機）に送り込まれた空気に熱を与え凝縮する。凝縮した冷媒は液体となり、絞り 94 で断熱膨張する。断熱膨張した冷媒は蒸発器 93 に送られ送風機 95 により送られた空気から熱を奪って激しく蒸発する。蒸発して気体となった冷媒は

再び圧縮機 91 に戻って圧縮される。このように冷媒の状態変化を利用して凝縮器 92 においては冷媒は空気に熱を与え、蒸発器 93 においては冷媒は空気から熱を受け取る。

【0062】この実施の形態 8 に係る冷凍空調装置は、実施の形態 7 に係る熱交換器が凝縮器 92 及び蒸発器 93 に用いられている。従って、実施の形態 7 の熱交換性能が高い熱交換器をこの冷凍空調装置に取り入れることによりエネルギー効率が向上する。ここで、（暖房エネルギー効率）＝（凝縮器能力）／（全入力）、（冷房エネルギー効率）＝（蒸発器能力）／（全入力）で表される。

【0063】なお、凝縮器 92 及び蒸発器 93 の一方のみを実施の形態 7 に係る熱交換器としてもエネルギー効率が向上するので構わない。

【0064】実施の形態 9. 図 12 は実施の形態 9 に係る冷凍空調装置の蒸発器及び送風機の位置関係を示す概略図である。図 12 において、送風機 90 の周囲に実施の形態 7 に係る熱交換器（蒸発器 93）を配置した構成となっており、送風機 90 は周りの空気を吸い込むので、断面楕円形の伝熱管の長径をこの吸い込まれた空気の流れ方向 15 に沿うように蒸発器 93 を配置している。なお、他の構成は実施の形態 8 と同様である。

【0065】このように蒸発器 93 及び送風機 90 を配置すると蒸発器 93 の通風抵抗が小さいので、送風機 90 は蒸発器 93 に効率的に空気を送り込むことができ、送風機 90 の消費エネルギーを低減することができる。

【0066】なお、蒸発器 93 に代えて、凝縮器 92 に適用しても同様の効果が得られるので、凝縮器 92 を送風機 90 の周囲に配置しても構わない。

【0067】実施の形態 10. 図 13 はこの発明の実施の形態 10 に係る冷凍空調装置の凝縮器及び蒸発器の配置を示す概略図である。図 13 において、凝縮器 92 及び蒸発器 93 は空気の流れ方向 15 が断面楕円の伝熱管の長径に沿うように配置され、しかも蒸発器 93 が凝縮器 92 より空気流れ上流になるように並べられている。また、凝縮器 92 及び蒸発器 93 は伝熱管楕円断面の長径を水平にしてこの伝熱管を積み重ねるように構成されており、蒸発器 93 の伝熱管表面で空気の凝縮により生じた水 100 が重力方向 16 に流れるようになっている。他の構成は実施の形態 8 と同様である。

【0068】従って、送風機 90 により流れ込む空気は、まず蒸発器 93 に当たりこの蒸発器 93 で冷却されて凝縮する。空気が凝縮することによって蒸発器 93 の伝熱管表面が結露し、重力に従って方向 16 に流れ落ちる。蒸発器 93 を通過した空気は凝縮器 92 に当たるが、この空気は蒸発器 93 を通過する際に冷却されているので、凝縮器 92 から凝縮熱を吸収しやすく効率的に空気及び冷媒間の熱交換を行うことができる。さらに、伝熱管が断面楕円管であるので、空気の流れ抵抗を低減することができ、より一層凝縮器 92 及び蒸発器 93 の

熱交換性能を向上できる。

【0069】

【発明の効果】以上の説明から明らかな通り、この発明によれば、外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外界流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の流圧抵抗を低減するために断面形状が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記管内面に少なくとも1本前記冷媒の流れ方向に前記冷媒の集流通路を有し、前記複数の冷媒案内部は前記集流通路に前記冷媒が流れ込むように設けられているので、前記冷媒が前記集流通路に流れ込み前記集流通路以外の管内面における前記冷媒の液膜厚さを小さくして前記外界流体と前記冷媒との間の熱伝達率を向上させることができる。

【0070】また、前記集流通路は、前記外界流体の流れ方向での下流側における前記楕円形断面の屈曲率が大きい後縁部に設けられたので、熱伝達率の小さい前記外界流体が滞留する部分（死水域）に面する部分に前記冷媒を流れ込ませ、前記外界流体の流れ方向での上流側における前記楕円形断面の前記冷媒の液膜厚さを小さくして前記外界流体と前記冷媒との間の熱伝達率を向上させることができる。

【0071】また、前記集流通路は、重力の影響で前記冷媒が集中する部分に設けられたので、前記重力により集中した前記冷媒が前記集流通路を通してスムーズに流れ、前記冷媒の圧力損失は低減され、それだけ周りの管内面部分の前記冷媒の液膜厚さが小さくなり、前記外界流体と前記冷媒との間の熱伝達率は向上する。

【0072】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して傾斜しているので、前記冷媒を正確に案内することができる。

【0073】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒の流れ方向に対して螺旋状となっているので、前記冷媒を螺旋移動させ、この螺旋移動による慣性力が前記伝熱管の内面を押し付ける方向にも働くことにより、重力の影響を受けにくい。

【0074】また、前記複数の冷媒案内部は、前記冷媒が分流するように傾斜しているので、前記冷媒を分散させて前記冷媒の液膜厚さを均一化することができる。

【0075】また、前記複数の冷媒案内部は、複数の突起であるので、前記突起が前記冷媒の沸騰を促進させる核となり、前記冷媒を沸騰させやすくすることができる。

【0076】また、外界流体にさらされて内部を流れる冷媒を相変化させることにより前記外部流体と前記冷媒との間で熱交換を行い、前記外界流体が当たる側面からの前記外界流体の抵抗を低減するように断面の外形が楕円形となっており、管内面に前記冷媒を案内する複数の冷媒案内部を有した熱交換器用伝熱管において、前記外

形の屈曲率が大きい部分の内面は平坦となっているので、表面張力の影響による前記冷媒の液膜厚さは小さく、前記外界流体と前記冷媒との間の熱伝達率が向上する。

【0077】また、前記断面の内面形状は、長方形であるので、前記長方形の四隅に表面張力により前記冷媒が集まることにより、前記長方形の平坦となっている部分の前記冷媒の液膜厚さを小さくすることができ、前記外界流体と前記冷媒との間の熱伝達率が向上する。

10 【0078】この発明に係る熱交換器用伝熱管を用いた熱交換器は、前記伝熱管の表面にフィンが設けられているので、前記伝熱管の表面積を増大して前記外界流体と前記フィンとの間の熱伝達率が向上する。

【0079】また、前記フィンは前記伝熱管と同じ材質であるので、前記フィンと前記伝熱管との口付けによる接合が容易になり、前記フィンと前記伝熱管との間の熱伝達率が向上する。

20 【0080】また、前記フィンにスリットが設けられているので、前縁効果により前記フィンと前記外界流体との間の熱伝達率が向上する。

【0081】また、前記伝熱管が複数列整列され、前記整列された方向に沿って見たときに前記伝熱管の後縁部が重なっている熱交換器において、熱交換器側面において前記整列された方向に隣接した前記伝熱管同士を直列につなぎ合わせる接続管が中間部で前記伝熱管断面の長径より小さな直径の円形断面を有しているため、前記冷媒の圧力損失が低減されるとともに前記熱交換器の厚さを小さくすることができる。

30 【0082】また、この発明に係る冷凍空調装置は、前記冷媒を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された冷媒が前記外界流体に熱を与えて凝縮する凝縮器と、前記凝縮した冷媒が断熱膨張する絞りと、前記断熱膨張した冷媒が前記外界流体の熱を奪って蒸発する蒸発器と、前記外界流体を前記凝縮器及び前記蒸発器に送り込む送流機とを備えた冷凍空調装置において、前記凝縮器及び前記蒸発器は少なくとも一方がこの発明に係る熱交換器であるので、冷凍サイクルとして効率的な冷凍空調装置が得られる。

40 【0083】また、前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方が前記送流機の周りに配置され、前記送流機が周囲の前記外界流体を吸い込むことにより前記凝縮器及び前記蒸発器の少なくとも一方に前記外界流体を送り込むので、前記送流機により発生する前記外界流体を効率良く利用することができる。

50 【0084】また、前記外界流体の流れ方向に対して上流側に蒸発器を配置し、下流側に凝縮器を配置したので、前記蒸発器が吸収する蒸発熱を空気を媒介として前記凝縮器が一部利用することができる。即ち、前記蒸発器で空気が冷却されるので、前記凝縮器での熱の移動が効率的になる。

【0085】この発明に係る熱交換器用伝熱管の作製方法は、表面に凹凸を有したロールを用いて平板を圧延する工程と、前記ロールにより圧延され凹凸面が形成された平板の凹凸面を内側にして前記圧延された平板の両側を合わせて断面楕円の管状に形成する工程と、前記平板の合わせ部分を接合して断面楕円形状の伝熱管を形成する工程とを備えたので、前記伝熱管の内面形状を制約を受けることなく自由に設計することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の実施の形態1に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図1(a)はこの伝熱管の断面図、図1(b)は図1(a)のA-A線からの展開図、図1(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図2】 この発明の実施の形態2に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図2(a)はこの伝熱管の断面図、図2(b)は図2(a)のB-B線からの展開図、図2(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図3】 この発明の実施の形態3に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図3(a)はこの伝熱管の断面図、図3(b)は図3(a)のC-C線からの展開図、図3(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図4】 この発明の実施の形態4に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図4(a)はこの伝熱管の断面図、図4(b)は図4(a)のD-D線からの展開図、図4(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図5】 この発明の実施の形態5に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図5(a)はこの伝熱管の断面図、図5(b)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図6】 この発明の実施の形態2に係る熱交換器用伝熱管の形状を示す図であり、図6(a)はこの伝熱管の断面図、図6(b)は図6(a)のF-F線からの展開図、図6(c)はこの伝熱管に液体冷媒が流れている状態の断面図である。

【図7】 この発明の実施の形態7に係る熱交換器の構成を示す概略図であり、図7(a)は伝熱管長方向(冷媒流れ方向)に沿って見た視図、図7(b)は図7

*(a)のG-G線に沿った断面図である。

【図8】 この発明の実施の形態7に係る熱交換器の二列に整列された伝熱管を直列に接続する接続管(U-bend)部分を示す側面図である。

【図9】 平行に並んだ伝熱管を並列にヘッダを用いて一括に接続された熱交換器の構成を示す概略図である。

【図10】 ヘッダに仕切りを設けて複数のブロックに分けた熱交換器における1つのブロックの断面図である。

【図11】 この発明の実施の形態8に係る冷凍空調装置が用いている冷凍サイクルを示す模式図である。

【図12】 この発明の実施の形態9に係る冷凍空調装置の蒸発器及び送風機の位置関係を示す概略図である。

【図13】 この発明の実施の形態10に係る冷凍空調装置の凝縮器及び蒸発器の配置を示す概略図である。

【図14】 従来の熱交換器用伝熱管の断面図である。

【図15】 伝熱管の空気流れ方向下流側に発生する死水域を示す図で、図12(a)は断面が楕円形である伝熱管の死水域を示す図、図12(b)は断面が円形である伝熱管の死水域を示す図である。

【図16】 断面が楕円形である伝熱管内に流れる液体冷媒の状態を示す図である。

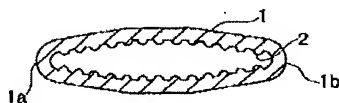
【図17】 液体冷媒の伝熱管内面からの厚さ(液膜厚さ)と空気及び冷媒間の熱伝達率の関係を示すグラフである。

【図18】 断面が楕円形である伝熱管を楕円断面の長径を水平にしたときの伝熱管内に流れる液体冷媒の状態を示す図である。

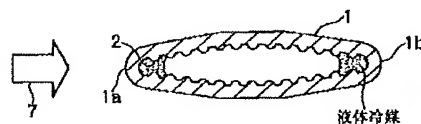
【符号の説明】

1, 10, 20, 30, 40, 50, 60 伝熱管(熱交換器用伝熱管)、2, 11, 21, 31, 41, 61 冷媒案内部(2, 11, 21, 31, 61 レール、41 ピン(突起))、12, 22, 23, 32, 33, 42, 62, 63 集流通路(23, 33, 63 後縁集流通路、22, 32 中間集流通路、62 底面集流通路)、52 長方形断面の側面(平坦部)、70 フィン、71 スリット、72 折り曲げ部、73 接続管(U-bend)、81 容器(ヘッダ)、82 仕切り、90 送風機(送流機)、91 圧縮機、92 凝縮器、93 蒸発器、94 絞り。

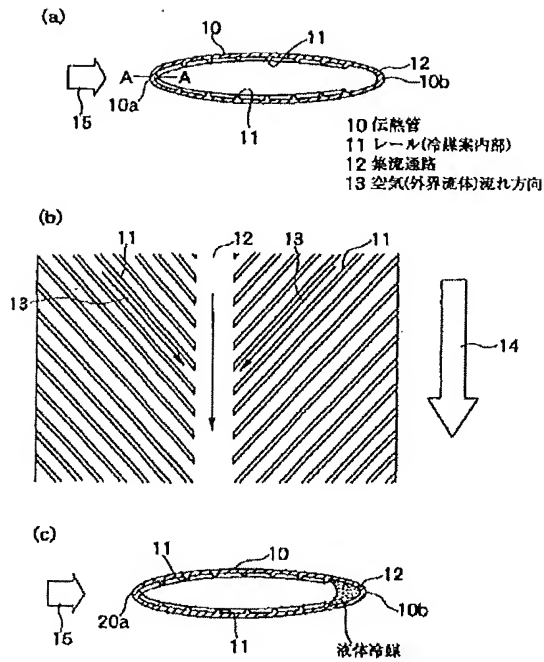
【図14】



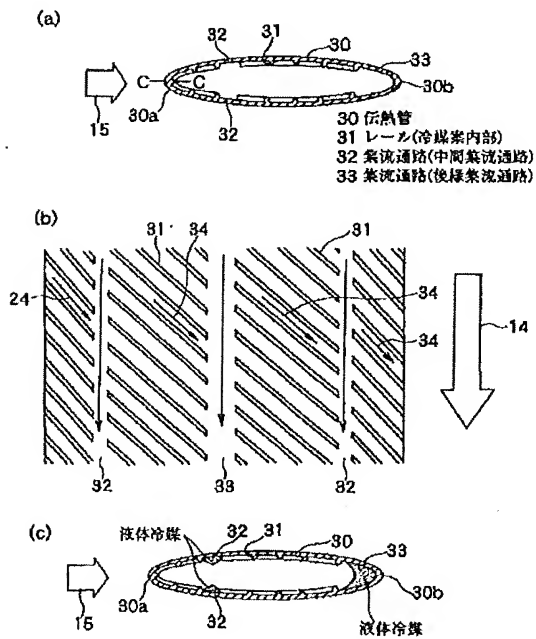
【図16】



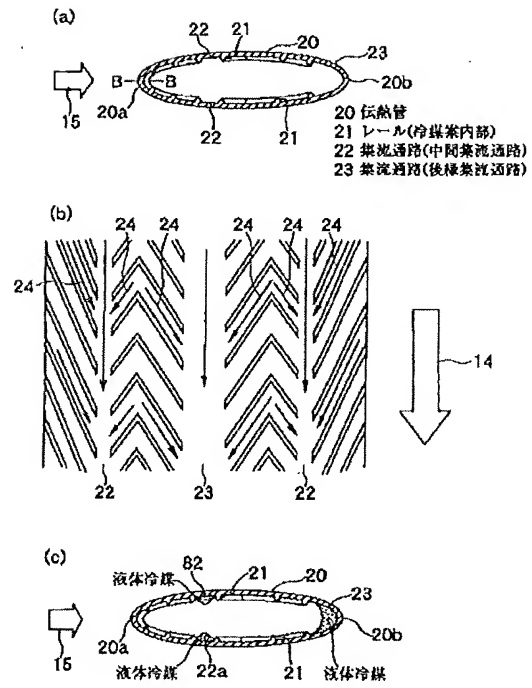
【図1】



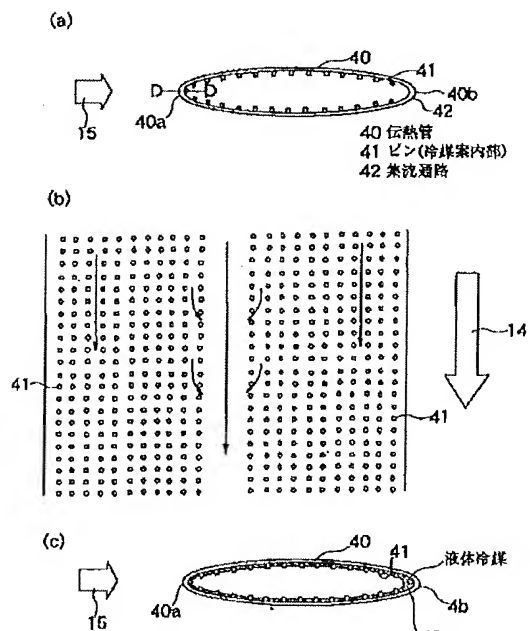
【図3】



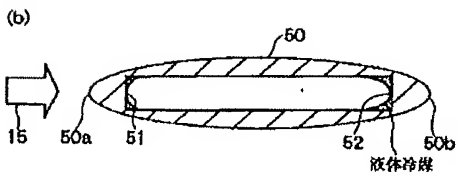
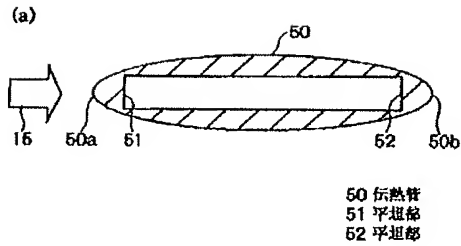
【図2】



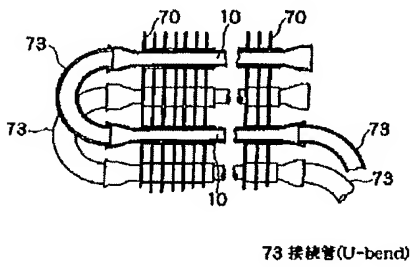
【図4】



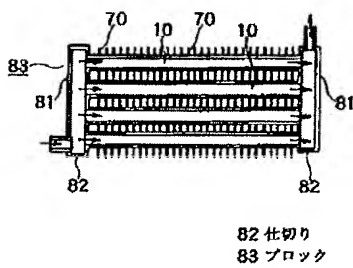
【図5】



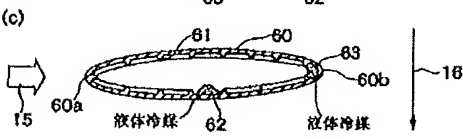
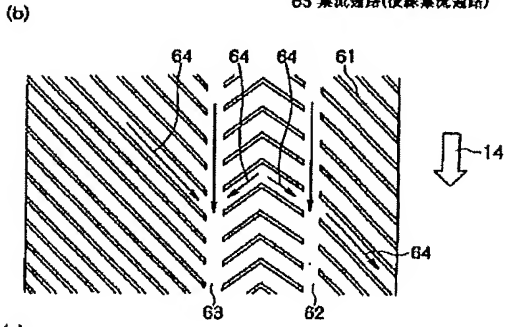
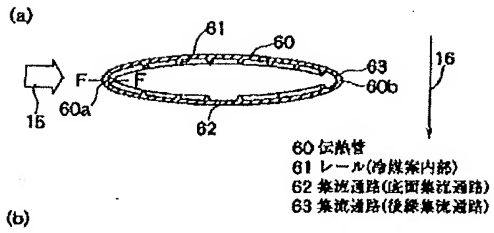
【図8】



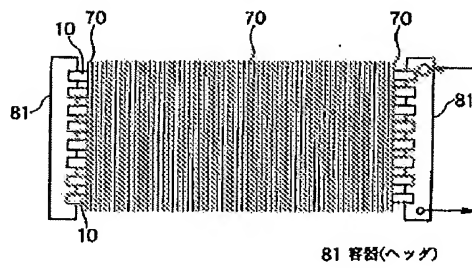
【図10】



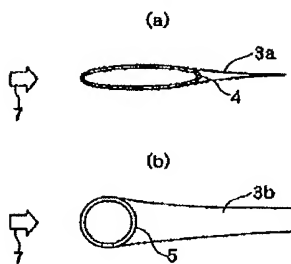
【図6】



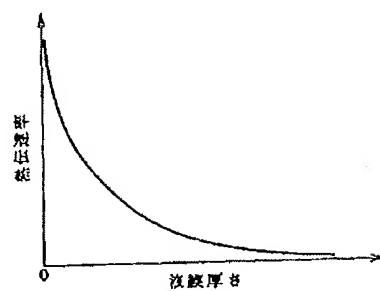
【図9】



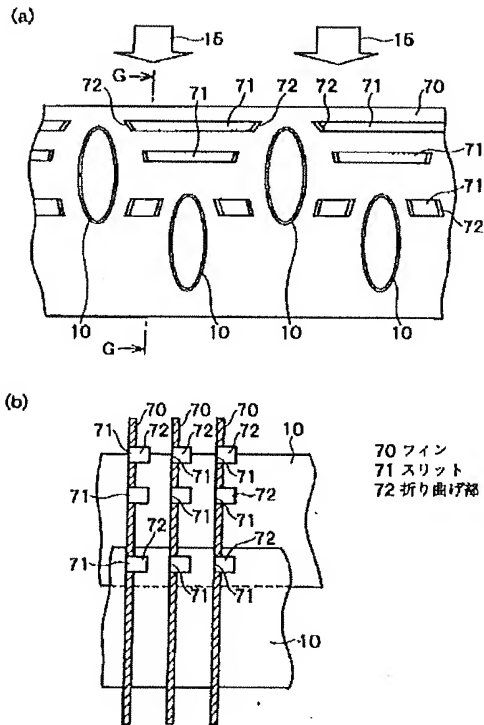
【図15】



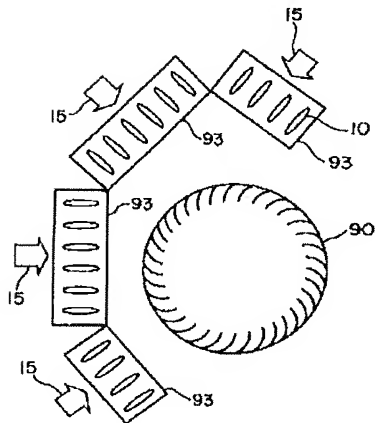
【図17】



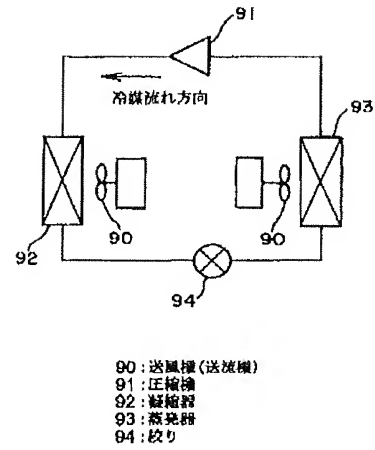
【図7】



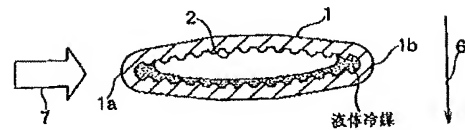
【図12】



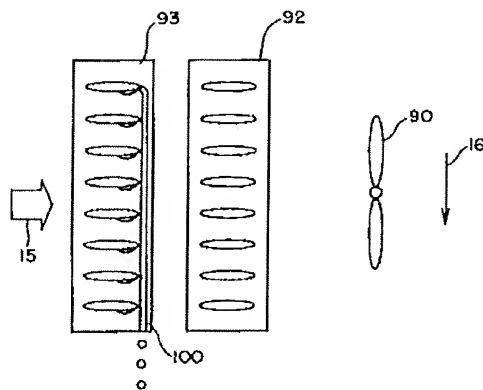
【図11】



【図18】



【図13】



(14)

特開 2002-235994

フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F 1

キーワード (参考)

F 2 4 F 1/00

F 2 8 D 1/047

B

F 2 8 D 1/047

F 2 8 F 1/02

F 2 8 F 1/02

F 2 4 F 1/00

3 9 1 B

(72)発明者 隅田 嘉裕

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

Fターム(参考) 3L051 BE06

3L103 AA36 BB42 CC22 CC28 DD06

DD33 DD36